

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—77190

⑤ Int. Cl.³
F 04 C 18/16

識別記号

庁内整理番号
8210—3H

⑬ 公開 昭和58年(1983)5月10日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 3 頁)

⑭ スクリュー流体機械の軸振動防止装置

⑯ 発明者 三階春夫

土浦市神立町502番地株式会社
日立製作所機械研究所内

⑰ 特 願 昭56—174566

⑱ 出 願 昭56(1981)11月2日

⑲ 発明者 茂利英智

土浦市神立町502番地株式会社
日立製作所機械研究所内

⑳ 出 願 人 株式会社日立製作所

東京都千代田区丸の内1丁目5
番1号

㉑ 代理人 弁理士 薄田利幸

明 細 書

1. 発明の名称 スクリュー流体機械の軸振動防止装置

2. 特許請求の範囲

ロータケーシング、ギヤケーシング、軸受ケーシングおよび増速機ケーシングからなるケーシング内に互にかみ合う雌、雄ロータを設け、この両ロータをスラスト軸受およびラジアル軸受を介して回転自在に支持してなるスクリュー流体機械において、前記ギヤケーシング内に流体圧シリンダを設け、この流体圧シリンダ内に前記ロータの軸端部に取付けたスラスト軸受に作動するピストンを収納し、このピストンに圧力流体を作用させることにより、ロータにガス圧によるスラスト力と同方向のスラスト力を作用させるようにしたことを特徴とするスクリュー流体機械の軸振動防止装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明はスクリュー流体機械におけるスクリューロータの軸振動防止装置に関するものである。

従来のこの種流体機械、特にオイルフリータイプの圧縮機は第1図および第2図に示すように、ロータケーシング1a、ギヤケーシング1b、軸受ケーシング1cおよび増速機ケーシング1dからなり、かつ入口通路2bと入口2aおよび出口3aと出口通路3bを有するケーシング1内に、互にかみ合う雄ロータ4と雌ロータ5を収納して構成されている。その雌・雄ロータ5、4の一方の軸7a、6aはラジアル軸受8bとスラスト軸受9bおよびラジアル軸受8aとスラスト軸受9aによりそれぞれ回転自在に支持されると共に、他方の軸7b、6bはラジアル軸受8dとスラスト軸受9dおよびラジアル軸受8cとスラスト軸受9cによりそれぞれ回転自在に支持されている。

駆動源(図示せず)に接続する駆動軸10に取付けられたギヤ11は雄ロータ4の一方側の軸6aに取付けられたピニオン12とかみ合い、雄ロータ4の他方側の軸6bには同期歯車13が取付けられている。この同期歯車13は雌ロータ5の一方側の軸7bに取付けられた同期歯車14と

かみ合っている。また雌・雄ロータ5・4の一方側の軸7a, 6aには軸封装置15が、他方側の軸7b, 6bには軸封装置15と環状ばね16b, 16aがそれぞれ装着されている。

上記のような構造の圧縮機では、雌・雄ロータ5・4に作用するガス圧により生ずるスラスト力はスラスト軸受9b, 9aにより受けとめられると共に、前記環状ばね16b, 16aはスラスト力の方向へスラスト軸受9d, 9cをそれぞれ押圧する。すなわちスラスト軸受9a, 9bおよび9c, 9dは環状ばね16a, 16bによりそれぞれ所定の予圧を受けている。

ところが、上記のようなばねによる予圧方式では、雌・雄ロータの軸方向振動を完全に抑制することが困難である。その軸方向振動を観測できるのは、圧縮機の部分負荷時および無負荷時のようにガス圧によるスラスト力が小さい場合であり、特に雌ロータは全負荷時においてもガス圧によるスラスト力が小さいから軸方向振動をしばしば起す恐れがある。この軽負荷時の振動原因としては、

同期歯車13, 14の偏心、そのピッチ円の振れ、ピニオン12の偏心およびそのピッチ円の振れなどがある。

また前述の従来例では、環状ばね16a, 16bのばね剛性とロータ4, 5の質量により定まる共振振動数を必ず生ずるので、圧縮機の起動時または停止時に前記共振振動数およびロータ4, 5の回転振動数あるいはロータ4, 5の歯数×回転振動数、すなわちかみ合い振動数が合致してロータ軸方向の振動を生ずる。

本発明は上記欠点を解消し、圧縮機の効率を向上させることを目的とするもので、ギャケーシング内に流体圧シリンダを設け、この流体圧シリンダ内に雌・雄ロータの軸端部に収付けたスラスト軸受に作動するピストンを収納し、このピストンに圧力流体を作用させることにより、ロータにガス圧によるスラスト力と同方向のスラスト力を作用させるようにしたことを特徴とするものである。

以下本発明の一実施例を図面について説明する。第3図および第4図に示す符号のうち第1図および

第2図に示す符号と同一のものは同一部分を示すものとする。

第3図および第4図において、18a, 18bはロータ軸6b, 7bに収付けられたスラスト軸受9c, 9dをそれぞれ内蔵するようにギャケーシング1bに収付けられ、かつ流体圧例えば油圧導入路19a, 19bをそれぞれ有する油圧シリンダ、20a, 20bは油圧シリンダ18a, 18b内にそれぞれ軸方向に移動自在に設けられたピストンで、このピストン20aはスラスト軸受9cと油圧シリンダ18aとの間を、ピストン20bはスラスト軸受9dと油圧シリンダ18bとの間をそれぞれ移動する。21a, 21bは油圧シリンダ21a, 21bとピストン20a, 20bとの間にそれぞれ形成され、かつ油圧シリンダ21a, 21bに設けられた油圧導入路19a, 19bにそれぞれ連通する加圧室である。22, 23は油圧シリンダ18a, 18bおよびピストン20a, 20bにそれぞれ埋設された油圧偏流防止用Oリングである。その他の構造は第

1図および第2図に示す従来例と同一であるから説明を省略する。

本実施例は上記のような構成からなり、油圧導入路19a, 19bを経て加圧室21a, 21bに流入した油圧により、ピストン20a, 20bは移動されてスラスト軸受9c, 9dを左方向（反ロータ側）へそれぞれ押圧する。この場合、ピストン20a, 20bによるロータ4, 5に作用するスラスト力は圧縮機の無負荷時に最も大きくあり、部分負荷時および全負荷時に至るにしたがつて順次に小さくなるように制御される。

また雌ロータ5側のピストン20bの受圧面積を雄ロータ4側のピストン20aの受圧面積を大きくすることにより、同一油圧でも同一負荷状態における雌ロータ5に作用するスラスト力を雄ロータ4に作用するスラスト力より大きくするように制御することが可能である。

本実施例によれば、負荷状態の変化および圧縮機の起動から停止までの回転数の変化にもかかわらず、ほぼ一定のスラスト力をローラに作用させ

ることができるから、ロータの軸方向振動を防止し、かつばねの不使用によりロータの軸方向共振を排除することができる。また油圧を介して作動するピストンを使用することにより、軸方向振動に対する減衰効果を著しく向上させることができるので、同期歯車、ピニオンなどの偏心およびピッチ円の振れに基づくロータの軸方向の振動を防止することができる。

さらにロータが軸方向に移動しないため、雌、雄ロータ間の隙間およびロータとケーシングとの間の軸方向隙間を、ロータの熱変形と加工精度のみを考慮して決定することができるので、スラスト軸受の隙間を無視することができるから、従来の圧縮機に比べて前記隙間を大幅に縮小することができる。

以上説明したように本発明によれば、ロータの軸方向の振動を防止することにより、スラスト軸受の寿命を延長させると共に、従来の圧縮機に比べて雌、雄ロータ間の隙間およびロータとケーシング間の軸方向隙間を大幅に縮小することにより、

圧縮機の効率を向上させることができる。

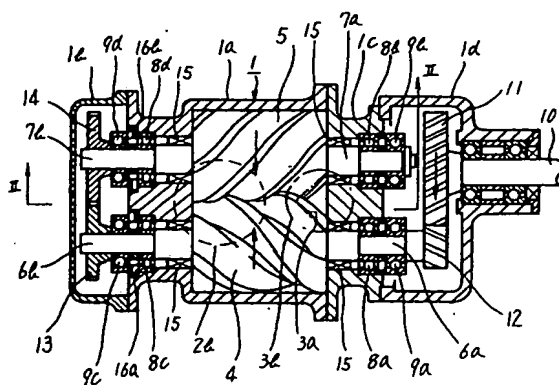
4. 図面の簡単な説明

第1図は従来のスクリー圧縮機の横断面図、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ線における断面図、第3図は本発明の軸振動装置の一実施例を備えるスクリー圧縮機の横断面図、第4図は同実施例の拡大詳細図である。

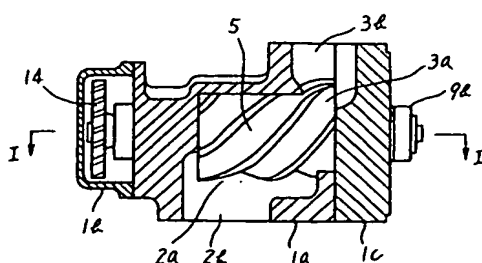
1b…ギヤケーシング、4、5…ロータ、6b、7b…ロータ軸、9c、9d…スラスト軸受、18a、18b…流体圧シリンダ、19a、19b…圧油導入路、20a、20b…ピストン。

代理人 弁理士 薄田利雄

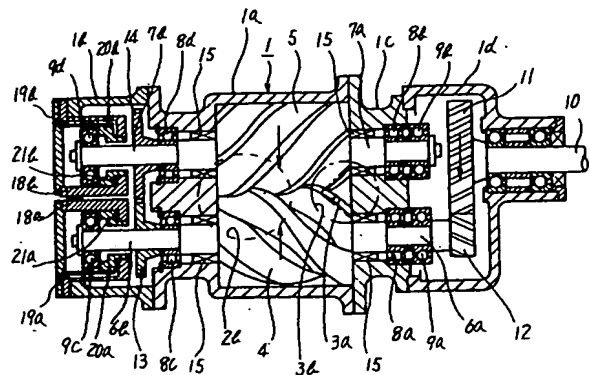
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

